

**Заключение.** Решения актуальных задач, направленные на разработку и промышленное освоение новых разновидностей высоконагруженных передач зацеплением, представляют научную основу одного из прогрессивных направлений развития производства приводной техники в тяжелом машиностроении. Реализация результатов исследования позволила оптимизировать геометрические, кинематические и силовые параметры зубчатого зацепления в новых конструкциях волновых редукторов, установить оптимальную ширину зубчатых венцов, снизить неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев, устранить интерференцию и проскок зубьев при передаче больших вращающих моментов, а также обеспечить существенное повышение нагрузочной способности крупных волновых редукторов.

Как показали теоретические и экспериментальные исследования, направленные на повышение нагрузочной способности крупных волновых редукторов в тяжелом машиностроении, при передаче вращающих моментов порядка  $M_2=10^6$  Н·м и выше, для устранения интерференции и проскока зубьев, а также оптимизации распределения нагрузки в зубчатом зацеплении, следует оба зубчатых колеса выполнить податливыми, с одинаковой жесткостью в окружном направлении.

**Список литературы:** 1. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. – М.: Высшая школа, 1981.–184с. 2. Волков Д.П., Крайнев А.Ф. Волновые зубчатые передачи. – К.: Техника, 1976. – 224с. 3. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи. – Л.: Машиностроение, 1969. – 160с. 4. Ковалев Н.А. Передачи гибкими колесами. – М.: Машиностроение, 1979. – 200с. 5. Практический расчет и проектирование зубчатых волновых передач // Волновые передачи: Сб. тр. / Цейтлин Н. И., Гварамдзе Н. В., Кареев В. Н. и др. – М.: Станкин, 1970. – С.340-373. 6. Александров В.А., Скударь Г.М., Панков В.А., Стрельников В.Н. Волновые зубчатые передачи в тяжелом и металлургическом машиностроении. – М.: Машиностроение, 1991.- 166с. 7. Ueura, K; Kiyosawa, Y; Kurogi, J; Kanai, S; Miyaba, H; Maniwa, K; Suzuki, M; Obara, S (2008). "Tribological aspects of a strain wave gearing system with specific reference to its space application". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 222(8): 1051-1061.

*Поступила в редакцию 03.05.2013*

УДК 621.833

**Устранение интерференции зуба в крупной волновой передаче / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.138-142. – Бібліогр.: 7 назв.

Представлен найбільш актуальні питання підвищення здатності навантаження хвильових зубчатих передач стосовно до важкого машинобудування. При передачі великих за величиною обертаючих моментів і малому модулі зубів, деформації гнучкого колеса виходять далеко за межі встановлених зазорів в зубчастому зачепленні з малим модулем зубів. Це призводить до негативних явищ, таким як інтерференція, заклинювання і проскакування зубів в зачепленні, які активізуються з підвищенням навантаження. Виконані дослідження дозволили усунути інтерференцію, заклинювання і проскакування зубів в зачепленні великих хвильових передач і багаторазово підвищити їх навантажувальну здатність.

**Ключові слова:** хвильова передача, інтерференція, проскакування, заклинювання зубів.

Represent the most pressing issue of increasing the load capacity of the wave gears in relation to heavy machinery. When transferring large torque and small modules teeth, deformation of flexible wheels go way beyond set gaps in mesh with small teeth module. This leads to negative effects, such as interference, jamming and slippage of teeth in mesh that are activated with increasing load. The research allowed to eliminate of teeth interference, jamming and slippage in mesh of large wave gears, repeatedly increase their load capacity.

**Keywords:** wave gear, interference, slippage, jamming of teeth.

УДК 621.833

**В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ**, д.т.н., проф., главный инженер проекта

ПАО "НКМЗ", Краматорск;  
**Г.С. СУКОВ**, к.э.н., генеральный директор ПАО "НКМЗ";  
**М.Г. СУКОВ**, заместитель директора ПМ и ШПО ПАО "НКМЗ"

## РЕСУРСНЫЕ ИСПЫТАНИЯ КРУПНЫХ ВОЛНОВЫХ РЕДУКТОРОВ

Выполнены ресурсные испытания крупных волновых зубчатых редукторов, разработанных применительно к условиям тяжелого машиностроения. В конструкцию испытываемых волновых редукторов внесены изменения, позволившие нейтрализовать негативное влияние масштабного фактора, устранить интерференцию зубьев второго рода и обеспечить высокую нагрузочную способность. Проведенные ресурсные испытания подтвердили улучшенные эксплуатационные характеристики, высокую надежность и достаточно большой ресурс работы крупных волновых редукторов, что удовлетворяет техническим условиям тяжелого машиностроения.

**Ключевые слова:** волновой редуктор, ресурсные испытания, температурный режим.

**Введение.** Подвижные части тяжелых машин обладают крупными размерами, большими массами и маховыми моментами, определяющими их инерционные свойства и естественную потребность механического привода в редукции вращательного движения. Компоновка комплектующих машин, их технико-экономические характеристики, во многом определяются габаритными размерами, массой, и нагрузочной способностью встраиваемых редукторов. Наиболее перспективным направлением улучшения показателей массы и габаритов тяжело нагруженных редукторов, при одновременном повышении их несущей способности, является применение передач с дифференцированием передаваемого вращающего момента на ряд параллельных силовых потоков, как, например, в волновых зубчатых передачах, благодаря чему они лучше других передач удовлетворяют требованиям снижения габаритов, веса и шумовой мощности. Резервы увеличения кинематической эффективности и нагрузочной способности, снижения габаритов, веса и уровня звуковой мощности, заложенные в конструктивной схеме волновой зубчатой передачи, многократно выше, чем в обычных зубчатых передачах при одинаковых материалах, механических характеристиках и точности изготовления.

Качественные зубчатые передачи закрытого типа с поверхностно упрочненными зубьями могут передавать удельные нагрузки на один погонный миллиметр ширины зубчатого венца – до 1000Н/мм, в то время как волновые передачи с не шлифованными зубьями и без поверхностного упрочнения передают нагрузку на порядок выше, до 10000Н/мм. Это обусловлено рациональным использованием внутреннего многопарного зубчатого зацепления, симметричностью конструкции, взаимным равновесием внутренних сил и разгрузкой опор. Отсутствие быстро вращающихся зубчатых колес снижает вибрационную активность волнового зубчатого зацепления, уровень шума, динамические нагрузки. Интегрирование силовых потоков упругим звеном – гибким колесом, в отличие от планетарных передач, оптимизирует условия распределения нагрузки между зубьями и создания многопарного зубчатого зацепления, гасит внешние динамические нагрузки [1].

Большое внимание уделяется совершенствованию конструкции и параметров волновых зубчатых передач, область применения которых расширяется не только в транспортных и авиакосмических системах, но и в стационарных установках. В публикациях результатов исследований волновых зубча-

тых передач, ряд аспектов оптимизации основных конструктивных параметров крупных волновых редукторов, не нашли должного освещения. Во многом это связано с особой сложностью малоизученных процессов, протекающих в области генератора волн и зубчатого зацепления, где наблюдаются основные потери энергии.

**Содержание исследований.** Ресурсные испытания проводились на промышленных образцах редукторов ВЗ-1120 привода наклона передвижного миксера МП-600АС грузоподъемностью 600т расплавленного металла, на стенде с встречными силовыми потоками (рисунок 1).

Один редуктор работает в нормальном режиме, а другой в режиме мультипликации, для чего тихоходные валы испытуемых редукторов соединены зубчатой муфтой. Встречные силовые потоки обеспечивают устойчивую работу стенда в широком диапазоне режимов нагрузки, с возможностью рекуперации электроэнергии. Это снижает затраты энергии, исключает потребность в дополнительных охлаждающих устройствах, не ограничивает длительность испытаний при любых допустимых нагрузках.

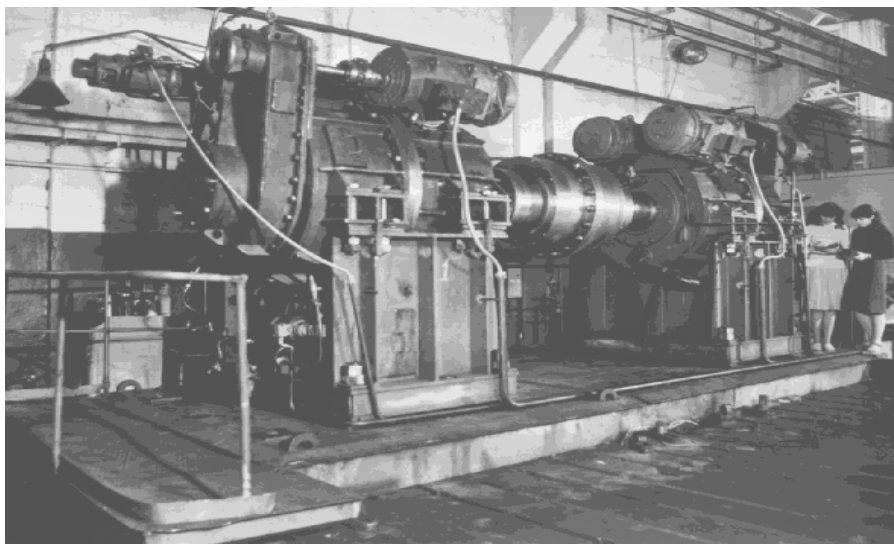


Рисунок 1 – Стенд на встречных силовых энергетических потоках для ресурсных испытаний волновых редукторов

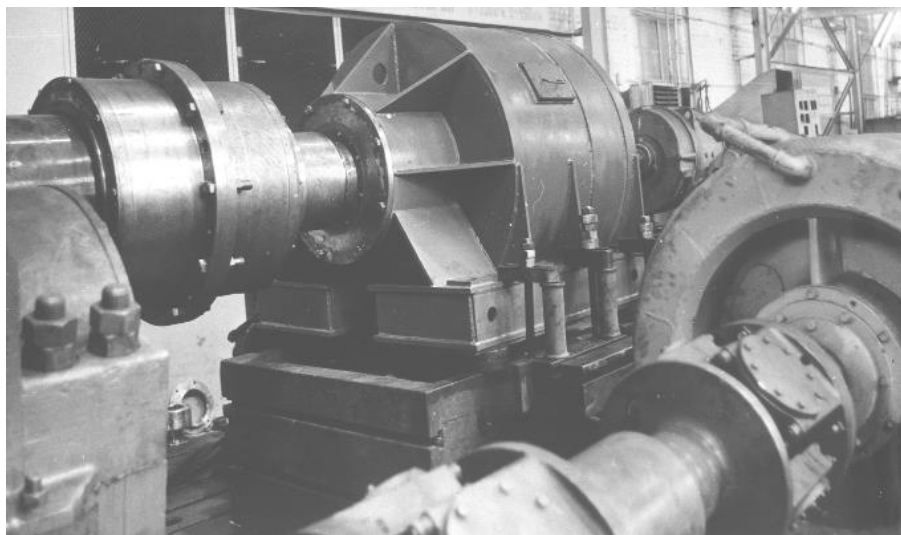


Рисунок 2 – Стенд с разомкнутым силовым контуром для экспериментальных исследований волновых редукторов

Ресурсные испытания волнового редуктора ВЗ-1120А привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР5500×7500, объемом  $160\text{ м}^3$ , массой загружаемой руды 220т, проводились на стенде с разомкнутым силовым контуром (рисунок 2). Ведомый вал редуктора соединен с порошковым тормозом через мультипликатор. Тиристорный агрегат в комплекте с системой управления обеспечивает плавное регулирование частоты вращения входного вала волнового редуктора  $\omega_1$ .

Температурные режимы работы редукторов ВЗ-1120 и ВЗ-1120А контролировались на различных частотах вращения генератора волн, при ступенчатом изменении нагрузочного момента  $M_2$ . Результаты измерения температуры редукторов со стальным проставочным кольцом приведены на рисунке 3, с проставочным кольцом из бронзы – на рисунке 4. При проведении экспериментов, температура воздуха в цехе составляла  $18...20^\circ\text{C}$ . Температура масла в картере редуктора измерялась в установившемся режиме ртутным термометром с диапазоном измерения температуры  $(0...300)^\circ\text{C}$  (ГОСТ 2823-83).

При минимальных значениях момента  $M_2=0,2 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$  и частоты вращения генератора  $n_1=50\text{ об/мин}$ , температура масла в картере редуктора: со стальным проставочным кольцом (спк) (рисунок 3), миксера  $t=24^\circ\text{C}$  и мельницы  $t=26^\circ\text{C}$ ; с бронзовым проставочным кольцом (бпк), миксера  $t=22^\circ\text{C}$  и мельницы  $t=23^\circ\text{C}$  (рисунок 4).

При  $M_2=0,2 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $n_1=750\text{ об/мин}$  (спк), миксер  $t=44^\circ\text{C}$  и мельница  $t=48^\circ\text{C}$ ; (бпк), миксер  $t=30^\circ\text{C}$  и мельница  $t=35^\circ\text{C}$ .

При  $M_2=5,0 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ,  $n_1=50\text{ об/мин}$ , (спк), миксер  $t=32^\circ\text{C}$  и мельница  $t=39^\circ\text{C}$ ; (бпк), миксер  $t=39^\circ\text{C}$  и мельница  $t=42^\circ\text{C}$ .

При максимальных значениях  $M_2=5,0 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$  и  $n_1=750\text{ об/мин}$ , (спк), миксер  $t=95^\circ\text{C}$  и мельница  $t=105^\circ\text{C}$ ; (бпк), миксер  $t=82^\circ\text{C}$  и мельница  $t=90^\circ\text{C}$ .

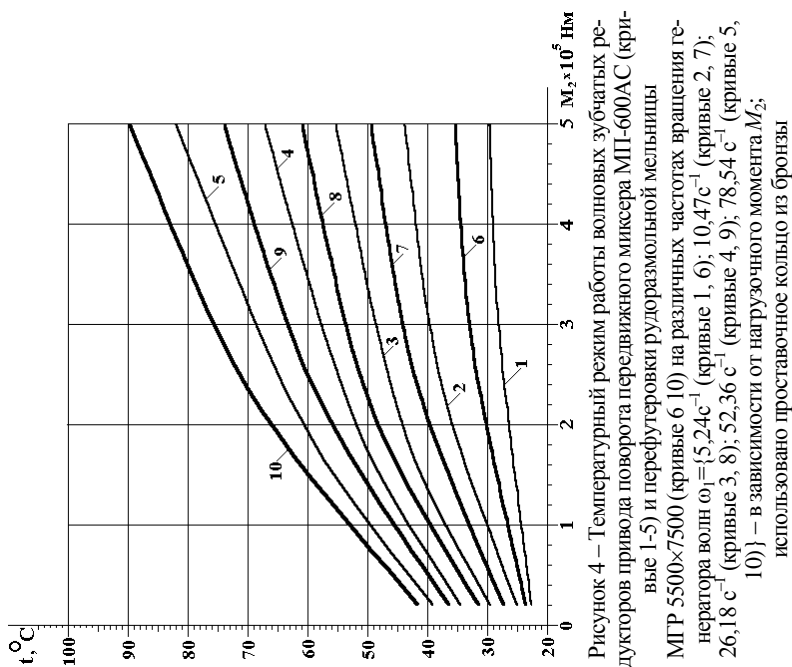
При номинальных значениях  $M_2=3,0 \cdot 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}$  и  $n_1=750\text{ об/мин}$ , (спк), миксер  $t=83^\circ\text{C}$  и мельница  $t=91^\circ\text{C}$ ; (бпк), миксер  $t=69^\circ\text{C}$  и мельница  $t=76^\circ\text{C}$ .

Температура масла в картере пропорциональна мощности энергетических потерь редуктора. С ростом частоты  $n_1$  и нагрузочного момента  $M_2$  возрастают энергетические потери в зубчатом зацеплении и генераторе волн, повышая мощность тепловыделения и температуру масла в картере редуктора.

Наработка при ресурсных испытаниях редукторов ВЗ-1120 (рисунок 1) составила 5420ч. (см. таблицу). Следы приработки видны на зубьях гибких и жестких колес, дисках, проставочных кольцах. Гибкие колеса не претерпели видимых изменений. После замены проставочных колец, уплотнений, масляных фильтров, редукторы ВЗ-1120 установили на миксеры МП-600АС и отправили заказчику на Западно-Сибирский металлургический комбинат.

Стендовые испытания редукторов ВЗ-1120 и ВЗ-1120А подтвердили результаты теоретических исследований. Экспериментально подтверждено, что к.п.д. редуктора ВЗ-1120А на 1,5...2% выше, чем у редуктора ВЗ-1120. Температурный режим редуктора ВЗ-1120А отличается от редуктора ВЗ-1120 более высокой температурой масла в картере, на 5...10°C.

Установлено влияние конструктивные факторы на интерференцию и энергетические потери в волновой передаче. Величина потерь во многом обусловлена большой протяженностью поля зацепления. На входе и выходе зубьев из зацепления, по торцам гибкого колеса, расположены зоны интерференции, активность которых возрастает пропорционально нагрузочному моменту. В этих зонах силы достигают пиковых значений.



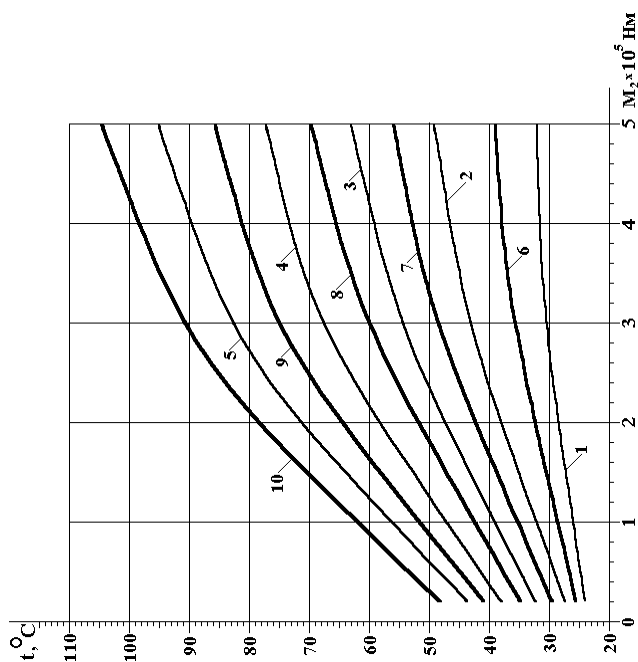


Рисунок 3 – Температурный режим работы волновых зубчатых редукторов привода поворота передвижного миксера МП-600АС (кривые 1-5) и перефутеровки рудоразмольной мельницы МПР 5500×7500 (кривые 6-10) на различных частотах вращения генератора  $\omega_1 = \{5,24 \text{ с}^{-1} \text{ (кривые 1, 6); } 10,47 \text{ с}^{-1} \text{ (кривые 2, 7); } 26,18 \text{ с}^{-1} \text{ (кривые 3, 8); } 52,36 \text{ с}^{-1} \text{ (кривые 4, 9); } 78,54 \text{ с}^{-1} \text{ (кривые 5, 10)}\}$  – в зависимости от нагрузочного момента  $M_2$ ; использовано стальное проставочное кольцо

Наибольшие потери энергии приходятся на области контакта дисков с гибким колесом, они пропорциональны углу отклонения дисков  $\gamma$  и коэффициенту трения в контакте дисков с гибким колесом [2, 3].

**Заключение.** Разработаны новые высоконагруженные волновые передачи применительно к тяжелому машиностроению, в которых компенсировано негативное влияние масштабного фактора, устранена интерференция зубьев. Ресурсные испытания показали высокие технические характеристики и надежность работы крупных волновых редукторов.

Таблица – Режимы ресурсных испытаний волновых редукторов ВЗ-1120 и ВЗ-1120А

Нагру- зочный момент, $M_2, \text{ Н} \cdot \text{м}$	Частота вращения генератора $n_1, \text{ об/мин}$	Темпе- ратура масла, $^{\circ}\text{C}$	Уровень звуковой мощности $L_{pA}, \text{ дБа}$	Время, час.	Примечания
0	50	23	68	4	Масло МС-20
0	100	24	69	4	
0	250	26	71	8	
0	500	27	72	8	
0	750	29	74	8	
$0,2 \times 10^5$	750	39	75	48	
$0,5 \times 10^5$	750	43	76	60	
$1,0 \times 10^5$	750	50	77	60	
$2,0 \times 10^5$	750	61	79	60	
$3,0 \times 10^5$	750	69	81	3600	Замена масла
$3,5 \times 10^5$	750	75	82	320	
$4,0 \times 10^5$	750	75	83	320	
$4,5 \times 10^5$	750	75	84	320	
$5,0 \times 10^5$	750	82	85	600	Разборка редукторов, визуальный осмотр, контрольные замеры, замена проставочных колец, уплотнений, масляных фильтров, сборка редукторов

**Список литературы:** 1. *Шувалов С.А.* Основные критерии работоспособности волновых зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1976. – №11. – С.17-20. 2. *Иванов М.Н., Шувалов С.А., Финогенов В.А.* Результаты испытаний волновой зубчатой передачи // Материалы конф. "Надежность и качество зубчатых передач". – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1967, – С.1-5. 3. *Ueura, K; Kiyosawa, Y; Kurogi, J; Kanai, S; Miyaba, H; Maniwa, K; Suzuki, M; Obara, S* (2008). "Tribological aspects of a strain wave gearing system with specific reference to its space application". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 222 (8): 1051-1061.

*Поступила в редколлегию 03.05.2013*

УДК 621.833

**Ресурсные испытания крупных волновых редукторов / В.Н. Стрельников, Г.С. Суков, М.Г. Суков** // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.142-147. – Бібліогр.: 3 назв.

Виконано ресурсні випробування великих хвильових зубчастих редукторів, розроблених стосовно до умов важкого машинобудування. У конструкцію випробовуваних хвильових редукторів внесені зміни, що дозволили нейтралізувати негативний вплив масштабного чинника, усунути інтерференцію зубців другого роду і забезпечити високу навантажувальну здатність. Проведені ресурсні випробування підтвердили поліпшені експлуатаційні характеристики, високу надійність і досить великий ресурс роботи великих хвильових редукторів, що задовольняє технічним умовам важкого машинобудування.

**Ключові слова:** хвильовий редуктор, ресурсні випробування, температурний режим.

Resource test for large wave reducers which developed to the conditions of heavy machinery was carry out. In design wave reducer's changes in order to nullify the negative impact of scale factor, eliminate interference teeth of the second kind and provide high load capacity. Past resource tests confirmed improved performance, high reliability and very long resource of large wave reducers that meets the specifications of heavy machinery.

**Keywords:** wave reducer, endurance tests, temperature control.